T2R2 東京工業大学リサーチリポジトリ
Tokyo Tech Research Repository

論文 / 著書情報
Article / Book Information

論題(和文)	ソーラーガスタービン用マイクロチャンネル熱交換器の伝熱流動特性
著者(和文)	宇多村元昭, 玉浦 裕
出典(和文)	日本ガスタービン学会誌, Vol. 35, No. 2,
発行日 / Pub. date	2007, 3

Powered by T2R2 (Tokyo Institute Research Repository)

ソーラーガスタービン用マイクロチャンネル熱交換器の伝熱流動特性

宇多村　元昭（東工大），玉浦　裕（東工大）

Thermal-hydraulic characteristics of a microchannel heat exchanger for solar gas turbines

Motoaki UTAMURA(Tokyo Institute of Technology)
and
Yutaka TAMAURA(Tokyo Institute of Technology)

ABSTRACT

Highly compact heat exchangers are desired for regenerative gas turbine cycle with super critical carbon dioxide as a working fluid. A set of empirical correlations of local heat transfer coefficient and pressure loss coefficient are newly derived based on experiments using micro channel heat exchanger (MCHE) with supercritical carbon dioxide as a working fluid. They are $Nu= C_1Re^{0.8}Pr^{0.6}$, $C_1=0.0473$, $f= C_2Re^{-0.25}$, $C_2=2.29$.The same correlation of Nusselt number is found applicable to both fluids and its value is almost two times larger than Dittus Boelter correlation. It was also shown that the above form is applicable to a wide range of geometry with the values of constants C_1 and C_2 changed. For example, the correlations with $C_1=0.010$ and $C_2=0.155$ are applicable to an existing tubular heat exchanger. Accuracy of both correlations is confirmed within 5% errors for MCHE with S-shaped fins in the range of pressures 9~12.5MPa and temperatures 280~390K. Based on the correlations, design method of heat exchanger is also developed.

Key words: Solar gas turbine, Nusselt number, micro channel, heat exchanger

１．はじめに

集光型太陽熱発電は､太陽熱エネルギーを溶融塩に蓄えることにより天候の変化に拘わらず出力を平準化できるので近年注目されている。実績ある溶融塩の最高使用温度は８５０Ｋ程度であるので、これまでの発電方式の主流はランキンサイクルであった（蒸気タービン効率３９％)。他方、加圧空気を蓄熱せずに直接、集光外熱方式で加熱する、開放型ブレイトンサイクルも検討されているが、熱交換器の製作が難しくタービン入り口温度、圧力の実績値は、１３００Ｋ、１ＭＰａ程度に留まっており、現段階でのサイクル熱効率は前記ランキンサイクルの値を下回っている。前報[1)]では、太陽熱発電向けに、超臨界二酸化炭素を作動媒体とする新しいガスタービンサイクルを提唱した。このサイクルは、８００Ｋ程度の中温度で動作するクローズド再生サイクルで、高いサイクル効率を実現するには、高性能の熱交換器が必要であることを明らかにした。本報告では、コンパクト熱交換器の一種であるマイクロチャンネル熱交換器を取り上げてその伝熱性能を実験的に評価した。

２．ソーラーガスタービン

２．１　タワー集光太陽熱発電システム

１００ＭＷ級の大規模なソーラー発電では、太陽エネルギーを集光し熱エネルギーに変換して発電する熱発電が有望視されている。なかでも、蓄熱剤を介して 24 時間一定出力を供給する方式が主流になるとみられる。図１は、この方式の概要を示す。フィールドに照射される直接光を、地面に配置した可動鏡で反射し、中央反射鏡で光線の向きを変えたのち、地上近傍に設置されたレシーバに集光する（ビームダウン方式)。レシーバには低温タンクから溶融塩が供給され、レシーバで熱交換後に高温タンクに回収される。その一部は、中間熱交換器を介して、タービン系の作動流体に伝達され、発電する。必要に応じて、過渡的に天然ガスで熱量を補う。[2)]

２．２　中温度作動のガスタービンサイクル

前報[1)]で、臨界点近傍の超臨界二酸化炭素の特性を利用した、前置冷却（ＰＣ）と中間冷却（ＩＣ）を備えた再生サイクルを検討し、圧縮機入り口温度(CIT)308K,タービン入口条件 TIT800K,TIP20MPa

下で、サイクル熱効率４７％を得た。ただし、熱交換器の特性に、再生熱交換器（ＲＨＸ）の温度効率（高温側）98%、中間熱交換器（ＩＨＸ）の圧力損失 1.2%（240kPa）を仮定した。図２は、太陽熱の供給量が 50MW の場合のエネルギー線図を示す。この熱交換特性を、従来の熱交換器で実現すると、大きさが巨大になり実際的ではない。そこで、マイクロチャンネル熱交換器の適用可能性を検討するため、基礎実験を行った。

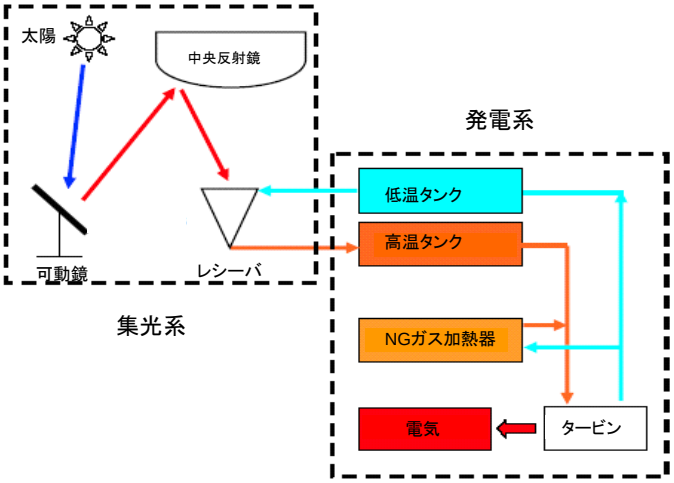


図１　蓄熱型ビームダウン集光太陽熱発電の概要

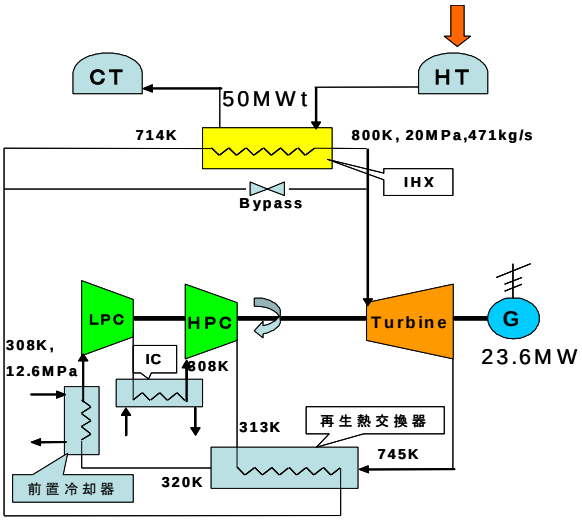


図２　超臨界二酸化炭素を用いたガスタービンサイクル構成図の一例

３．　熱交換器性能評価

３．１　試験体

伝熱性能の向上および排熱回収システムのコンパクト化を図るために、試験体として新規にコンパクト化した熱交換器を設計・製作した。実際の熱交換器形状の模式図を図３、図４に示す。このマイクロチャンネル熱交換器は無酸素銅にて製作されており、これを PCHE-M 型試験体と称す。この PCHE-M 型の製作には、光エッチングおよび拡散接合の両技術が用いられている。流路形状はエッチングにより化学的に銅版上に作成され、流体の挙動は流路内のＳ字型フィンの形状により制御されている。その流路が掘り込まれた銅板を拡散接合により高圧・高温条件で一体化した。水力等価直径の最適化によって、CO_2 流路用銅板の厚さは 0.91 mm、流路の深さは 0.47 mm と算出された。図３の下３枚の銅板の各々にエッチングによりｍｍオーダー寸法の流路を構成し、図４に示すように、水側のプレートを２枚のＣＯ$_2$側のプレートで挟み、拡散接合により接合する。組み上げた供試体は長さ,幅、厚さがそれぞれ 1000mm, 78mm, 14mm の直方体である。図４は重ね合わせの状況を示す。図３に示すようにＣＯ$_2$と水は対向流を構成している。

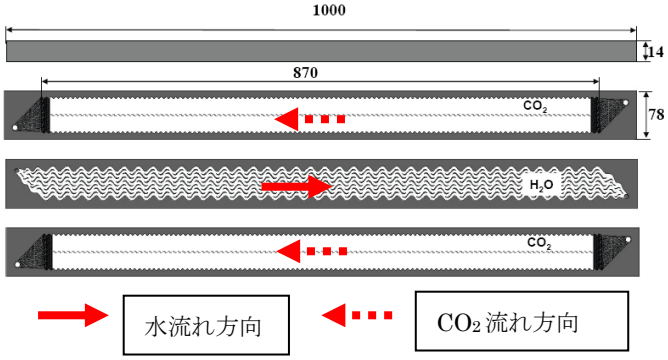


図3　PCHE-M型のCO_2側および水側プレート形状図

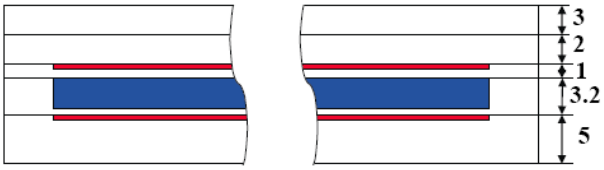


図4　PCHE-M型の断面図

応力計算によってこの熱交換器は 15 MPa までの圧力に耐えられることが示された。流路形状および流路内のＳ字型フィンに関しては FLUENT[3] を用いて既に最適化されたものを用いている[4]。フィンの角度 52° は熱伝達率と圧力損失係数との比、h/f を考慮した際に最適な角度であると考えられており、今回の熱交換器においても CO_2 側・水側の両流路に用いた。熱交換器の伝熱性能を評価する際には以下の方法を用いた。熱交換器を微小計算要素に分割し、個々の計算要素を対象にしてコンピュータシミュレーションを行い、部分ごとの総括熱伝達係数を算出する。それらを積算し平均化して熱交換器全体の総括熱伝達係数とした。

これは今回の動作条件では CO_2 が臨界点付近を通り、臨界点近傍では流体の特性は急激に変化する。

そのため、物性値が器内で変化しないという仮定が成立する場合に使える対数平均温度差法を、この場合には用いることができないためである。
流路形状の模式図を図５に示す。この S 字型フィンは正弦曲線から作られたものである。角度θは、図６に示す様に、フィンの中央部と主流方向とがなす角度である。点 A および B は正弦曲線の山および谷に当たる点であり、その A から B までの距離をフィン長さと定義した。また、フィンの幅を df、流路幅を(d_y-d_f)で定義した。このパターンを繰り返して流路を形成した。(図５参照) CO_2側・水側ともＳ字型フィンを配置した流路を用いている。Ｓ字型フィンの形状パラメータを CO_2側･水側 共に表１にまとめる。両者は幾何学的に相似である。

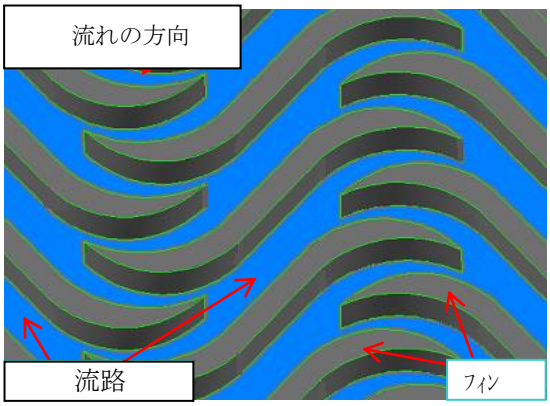


図５　流路形状の模式図

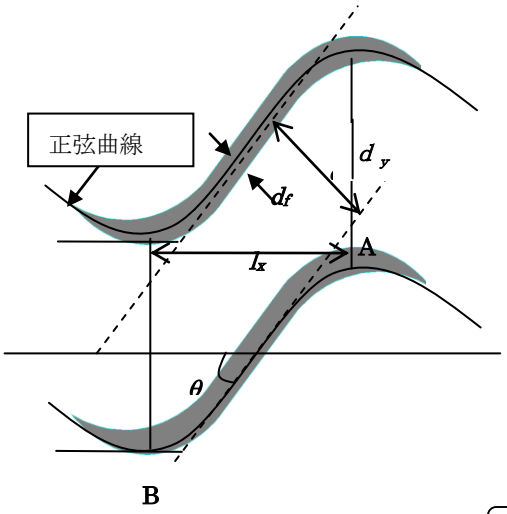


図６　Ｓ字型フィンの形状

尚、図６で　θ = 52°　、l_x = 3.7825 mm、d_f = 0.8 mm、d_y = 2.7 mm である。

３．２ 試験設備

試験ループの模式図を図７に示す。
低圧タンクに蓄えられた CO_2 は圧縮機によって昇圧される。高圧となった CO_2 は油分離器を通過した後ガス加熱器１(加熱容量 1.9kW の電気ヒータ) によって加熱される。その後のガス冷却器 1 によって CO_2 を設定温度として、PCHE-M 型試験体の高温側に導入する。試験体を出た CO_2 は減圧弁で減圧され制御用の流量計１を通る。その後ガス加熱器２(加熱容量 2.2ｋW の電気ヒーター) によって圧縮機入口での温度が低くなりすぎないように加熱され、細かい温度調節を受けた後、

表１　流路内Ｓ字型フィンの形状パラメータ

	CO_2側	水側
フィン角度　θ, (°)	52	52
フィン長さ|AB|, (mm)	4.8	14.4
フィン幅　d_f, (mm)	0.4	1.2
流路深さ, (mm)	0.47	2.5
流路幅　d_y-d_f, (mm)	0.87	6.17
水力直径 D_h, (mm)	0.59	3.40
流路数, (-)	54	4
伝熱面積 A, (m^2)	0.225	0.109
流路断面積 A_c, (m^2)	27.1×10^{-6}	96.5×10^{-6}

低圧タンクに戻る。また、ガス冷却器 2 の後に流量計２が設置されている。
高温側 (CO_2側) の入口圧力は最大圧力13 MPa, 精度 ±0.25%の圧力計で測定され、熱交換器の入口／出口間の差圧測定には、最大 400 kPa, 精度 ±0.15%の差圧計を用いている。CO_2の流量計は測定範囲20- 88 kg/hr, 精度 ±0.5%のものである。低温側 (水側) の入口圧力は最大圧力1MPa, 精度 ±0.5%の圧力計で測定され、入口・出口間の差圧測定に、最大 100 kPa, 精度±0.15%の差圧計を用いている。水の流量計は測定範囲0.5-120 kg/hr, 精度 ±0.5%のものである。CO_2および水の入口部および出口部には熱電対を設置し、試験前に校正を行った。またそれらとは別に、熱交換器内部に予め、水側の流路内8本、CO2側流路の直近に8本の熱電対が組み込まれている。

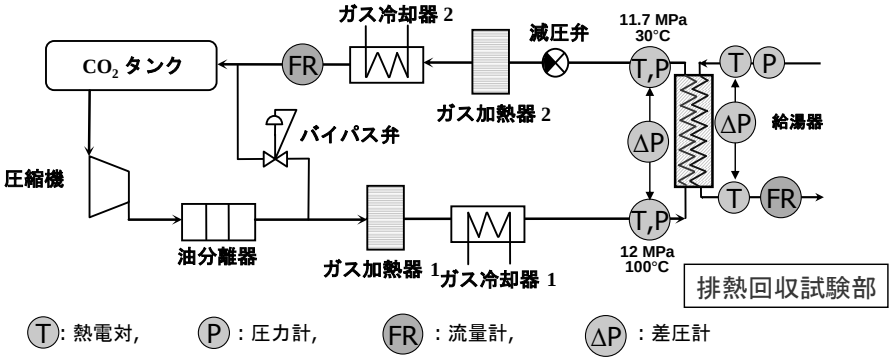


図7 試験ループの模式図

３．３ 試験条件

実験はCO2側の試験部への入口圧力、温度及び流量を変えて行なった。給湯器の運転条件は市水の温度に依存して変動するので、最低温度（冬季）と最高温度（夏季）条件にて試験を行なった。表2に試験条件を示す。

表 2 給湯器試験条件

		圧力, MPa	入口温度, ° C	出口温度, ° C	流量, kg/h
試験①	高温側	12	100	——— ——	40, 45, 50, 60, 65
	低温側	0.25		85	—— —— —
試験②（給湯器運転条件）	高温側	9.5, 10.5, 11.5	118	——— ——	40, 45, 50, 60, 65
	低温側	0.25	(冬季) 7, (夏季) 22	90	—— —— —

３．４ 試験結果

試験開始後、装置全体が定常状態になるまで約2-3時間かかる。また、設定（流量 等）を変更すると安定するまでに15-20分かかる。データを測定する際には、定常に達したかどうかをみるために最低5分間数値変動が無いことを確認してからのデータを用いた。CO_2の温度や圧力・差圧は直接観測したものを用い、流量は流量計の値をその時の温度・圧力によって補正した。それらの補正式は流量計の製造元から与えられたものである。水側は温度・圧力・差圧・流量すべて測定値をそのまま用いた。また、全ての値は5分間の平均値を用いた。PCHE-M型伝熱性能の実験値は次の式から導かれるU^{exp}で算出した。

$$U^{\exp} = \frac{\overline{Q}}{A_{hot} F \Delta T_m}, \tag{1}$$

ここで

$$\overline{Q} = 0.5(Q_{cold} - Q_{hot})$$

$$Q_{cold} = W_{cold}(h_{cold,out} - h_{cold,in}), \tag{2}$$

$$Q_{hot} = W_{hot}(h_{hot,out} - h_{hot,in}),$$

無次元の係数Fは熱交換器出入口部において完全に対向流とならないことに起因する補正値である。他方、出入口部においては流速が上がっており、そのために局所的な熱伝達率は増加する。流速の増加による熱伝達率の増加と対向流でないことによる伝熱性能の低下の効果は相殺しあうため、今回は補正係数Fは1として計算した。

CO_2の比熱の温度依存性を考慮に入れて、平均温度差は次の式を用いて計算した。

$$\Delta T_m = \frac{\overline{Q}}{\int_0^{\overline{Q}} dQ / \left(T_{hot}(Q) - T_{cold}(Q)\right)}, \tag{3}$$

ここで、高温側流路・低温側流路の温度は、圧力が交換熱量に対して直線的に変化するという仮定の下、各入口からのエンタルピーの変化量で計算した。式(3)は比熱が一定であると仮定されるときの対数平均温度差の算出式に相当する。CO_2の物性値はPROPATH[5]を用いて算出した。局所熱伝達率はヌッセルト数を用いて以下のように示される。ただし、レイノルズ数・ヌッセルト数の次数は経験的に得られたものである。

$$Nu_{hot} = C_1 \times \mathrm{Re}_{hot}^{0.8}\, \mathrm{Pr}_{hot}^{0.6},$$
$$Nu_{cold} = C_1 \times \mathrm{Re}_{cold}^{0.8}\, \mathrm{Pr}_{cold}^{0.6}. \tag{4}$$

総括熱伝達係数の計算値U^{calc}は伝熱量の関数として次のように示される。

$$U^{calc}(Q) = \frac{1}{\dfrac{1}{h_{hot}(Q)} + \dfrac{A_{hot}\Delta t_{wall}}{A_{wall} k} + \dfrac{A_{hot}}{A_{cold} h_{cold}(Q)}}, \tag{5}$$

ここで局所熱伝達率h_{hot}, h_{cold}はヌッセルト数から得られたものである。これらの式を用いて必要伝熱面積A^{calc}および平均総括熱伝達率$\overline{U}^{calc}$は次のようになる。

$$A^{calc} = \int_0^{\overline{Q}} \frac{dQ}{U^{calc}(Q)\Delta T(Q)}, \tag{6}$$

$$\overline{U}^{calc} = \frac{Q_0}{\Delta T_m A^{calc} F}.$$

C_1は以下の項の和を最小とする値として求める。

$$\sum_{i=1}^{N\exp} (U_i^{calc} - U_i^{\exp})^2 \to \min. \tag{7}$$

圧力損失は積分の形で次のように表される。

$$\Delta P = \frac{2G^2}{D_h}\int_0^L f \frac{dl}{\rho} = \frac{2G^2 L}{D_h A}\int_0^{\overline{Q}} f \frac{dQ}{U \Delta T \rho}. \tag{8}$$

CO_2側圧力損失係数は $C_2 \times \mathrm{Re}^{-b}$の形で表される。次数bの最適値はBlasius公式に類似し0.25であった。

$$f = C_2 Re^{-0.25} \tag{9}$$

定数C_2は以下の項の和を最小とする様に定めた。

$$\sum_{i=1}^{N\exp} (\Delta P_i - \Delta P_i^{\exp})^2 \to \min. \tag{10}$$

それぞれの平均値は以下のようにして求めた（レイノルズ数の場合）

$$\mathrm{Re}_{av} = \frac{1}{A}\int_0^A \mathrm{Re}\, dA. \tag{11}$$

４．　実験結果と考察

４．１　マイクロチャンネル試験体の特性

レイノルズ数に対する交換熱量の結果を図８に示す。レイノルズ数が増えるに従って交換熱量が増加している。点が広く散乱しているのはCO_2と水の入口温度が実験ごとに異なっているためである。高温側（CO_2側）のレイノルズ数に対する圧力損失を図９に示す。レイノルズ数の増加に伴って滑らかに増大している。圧力損失の最大値はCO_2流量83 kg/hの際に得られたものである。

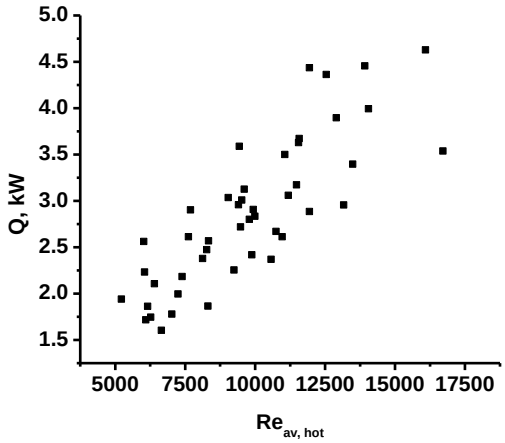


図8 レイノルズ数に対する交換熱量

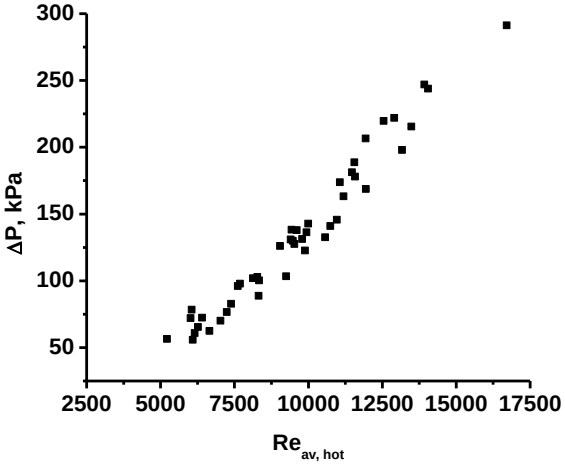


図9　高温側（CO_2側）のレイノルズ数に対するCO2の圧力損失

式(4)、(9)を用い、係数C_1, C_2　を実験でベストフィットした。その結果、C_1=0.0473, C_2=2.29を得た。

図１０は、総括熱伝達係数の実験式による予測値を実験値に対して示す。図１１は同様に圧力損失の実験値と予測値の比較を示す。偏差はいずれも５％であった。これより、得られた実験式は流体によらず適用でき、かつ、４．２節に述べるが、異なる流路形状に対しては、定数のみの変更で式(4)、(9)を適用できることがわかった。ヌッセルト数と圧力損失係数の評価に用いた、レイノルズ数・プラントル数の範囲は以下の通りである。レイノルズ数：$2\times10^4 \leq Re_{hot} \leq 2\times10^5$; $115 \leq Re_{cold} \leq 1580$、プラントル数：$0.96 \leq Pr_{hot} \leq 5.9$; $1.9 \leq Pr_{cold} \leq 11.4$。

ヌッセルト数は、同じレイノルズ数、プラントル数下で、円管乱流強制対流熱伝達でのDittus Boelter式の約２倍の値を持つ。また、平均総括熱伝達率に関して、商用CFDコードFLUENTによる評価値よりも５％大きい値が得られた。

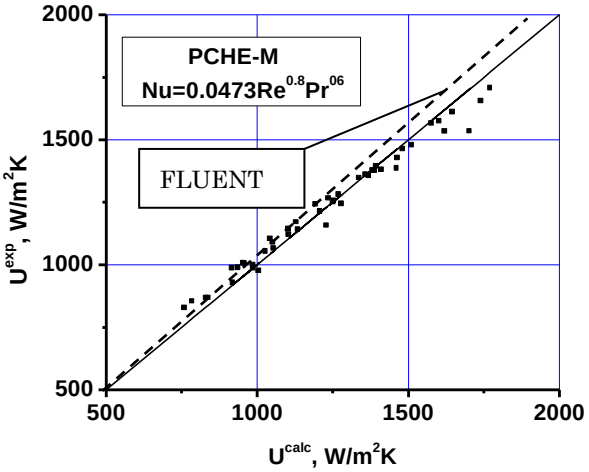


図10 総括熱伝達率の実験値と計算値の比較

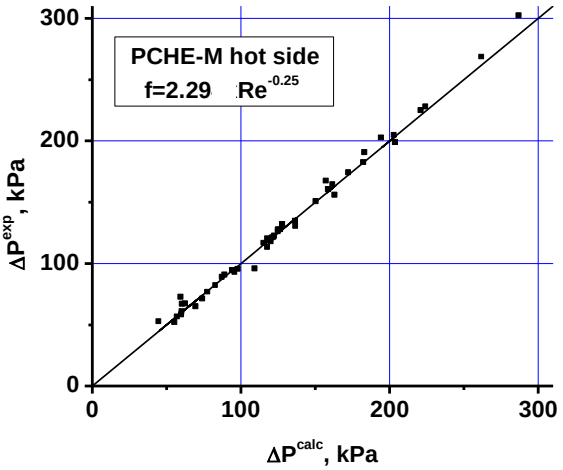
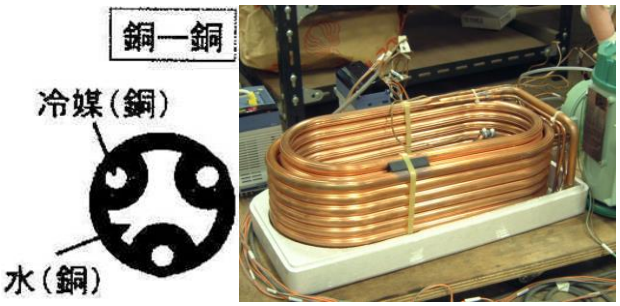


図11　圧力損失の実験値と計算値の比較

４．２　マイクロチャンネル試験体と二重管型試験体による試験結果の比較

CO_2を冷媒とするコンパクト熱交換器として給湯器（商品名エコキュートとして家庭に普及）がある。代表的なものが二重管型なので、これをベンチマークにしてPCHE-Mを比較評価した。

図１２は試験に供した二重管型熱交換器を示す。高圧の超臨界二酸化炭素（高温側冷媒）の流路が水流路をらせん状に周回し、溶接されている。



a) Cross-section　　b) ECO CUTE heat exchanger

図１２　二重管型試験体

表 3 PCHE-M 型と二重管型の比較に用いた試験条件

給湯条件	CO_2 側				水側				交換熱量 kW
	T, ℃		P, MPa	W, kg/h	T, ℃		P, MPa	W, kg/h	
	入口	出口			入口	出口			
高温	118	16	11.5	57.8	7	90	0.25	48	4.63
中温	83	27.8	10	102	17	65	0.25	108	6.02

表 4 PCHE-M 型と二重管型の性能比較結果

給湯条件	必要伝熱面積, m^2		必要体積, m^3		体積比		圧力損失 ΔP_{CO2}, kPa	
	二重管型	PCHE-M	二重管型	PCHE-M	二重管型	PCHE-M	二重管型	PCHE-M
I 高温	0.180	0.286	0.0098	0.0014	7.0	1	238	170
II 中温	0.139	0.221	0.0076	0.0011	7.0	1	474	229

本試験体とPCHE-M型に対して得られた試験結果から性能比較を行った。まず、それぞれの交換熱量に対する総括伝熱係数の関係を求め、続いて必要とされる熱量に応じた伝熱面積を求めた。式 (4) 式 (9) における係数として、二重管型熱交換器については、C_1=0.010, C_2=0.155　を得た。伝熱面積より熱交換器の長さが求まるため、圧力損失を計算することができる。表3にPCHE-M型と二重管型の性能比較に用いた試験条件を、表4にPCHE-M型と二重管型の性能比較結果を示す。但し、中温給湯の交換熱量が6.02kWの場合は、試験結果は無く、計算で比較評価したものである。比較結果で体積比に関しては交換熱量が同じなので、体積が小さい程性能が良く、圧力損失は小さい程良い事になる。PCHE-M型は高温給湯、中温給湯条件共に二重管型より優れた熱水力特性を示すことがわかった。PCHE-Mに対する二重管型の体積比は７であり、コンパクト化が達成されている。

４．３　ソーラーガスタービン用熱交換器の設計

開発した伝熱相関式を用いて、図２に示したソーラーガスタービンサイクルに用いる熱交換器、ＲＨＸとＩＨＸのサイズを求めた。要求性能

ＲＨＸの温度効率０．９８

ＩＨＸの圧力損失０．４％（８０ｋＰａ）

を、表１のCO_2側流路のＳ－フィンを用いて実現する場合の所要寸法は、

RHX(300MW)：0.85m(流路長さ)＊2.3m*2.3m=4.6m^3

IHX(50MW):0.25m(流路長さ)*2m*2m=1m^3　となる。

これより、熱交換器のサイズはRHXで支配されることがわかる。この程度の寸法であれば、レシーバの代表寸法が約１０ｍであるので、製作上、レイアウト上も許容できると考えられる。仮に二重管型を用いると、この７倍の寸法になり製作据付に困難が伴うと考えられる。これより、マイクロチャンネル熱交換器の有効性が示されたと言える。

ここで、ＩＨＸの圧力損失目標値をサイクル計算（図２）では絶対圧力の１．２％としたのに対して、圧力損失を０．４％として寸法を評価した。この理由はPCHE-Mの性能が予想を越えて良好であったことで、機器据付面積は増える傾向ではあるが、サイクル効率向上に資する０．４％の方を選択して検討した。結果は、ＩＨＸの容積は、この場合においてもＲＨＸと比較して相対的に小さくレイアウト上のインパクトは小さいことがわかる。

５．まとめ

超臨界二酸化炭素を作動媒体とするソーラーガスタービンサイクルで高いサイクル効率を実現するには、高性能の熱交換器が必要である。その有力候補であるマイクロチャンネル熱交換器を対象に試験体を製作、実験し、伝熱と流動の熱水力特性が優れていることを確認した。

（１）　熱交換器の内部流体の物性値が変化する系で、実験データから平均総括熱伝達率を導出する方法を明らかにした。

（２）　それを用いて超臨界二酸化炭素と水を熱媒体とする実験体系で、汎用性のあるヌッセルト数と圧力損失係数の実験式を得た。

（３）　得られた熱伝達実験式は、円管乱流熱伝達のDittus Boelter式の約２倍、二重管型試験体の約４．７倍の伝熱促進効果がある。

（４）　マイクロチャンネル熱交換器は、二重管型との体積比で１：７のコンパクト化が可能である。

（５）　出力２３MW_eのクローズドサイクルガスタービンを構成する熱交換器を試設計し、熱負荷が最大の再生熱交換器の容積が許容できる範囲にあることを確認した。

参 考 文 献

1) 宇多村元昭、玉浦裕：超臨界二酸化炭素を作動媒体とするソーラーガスタービンサイクル、第３３回ガスタービン定期講演会（2005.9.10）

2) Utamura,M.,Tamaura,Y.:A Solar Gas Turbine Cycle with Super-Critical Carbon Dioxide as a Working Fluid, GT2006-90864, Proc. ASME Turbo expo 2006, May 8-11,2006, Barcelona, Spain

3) Fluent, Inc., 2003, *Fluent 6.1 User's guide*, Fluent Inc., Lebanon, NH.

4)Tsuzuki,N., Kato,Y. and Ishiduka, T.:High performance printed circuit heat exchanger, Heat SET 2005, April 2005

5) Ito, T., et al., 1990, PROPATH: A Program Package for Thermo-physical Properties of Fluids, Version 10.2, Corona Publishing Co., Tokyo, Japan.

注記：本論文の一部は、経済産業省からの交付金を原資とし実施する「エネルギー使用合理化技術戦略的開発」事業の一つとして、
ＮＥＤＯ技術開発機構との受託研究契約に基づいて、東京工業大学が実施した１７年度の成果である。

記号の説明

A	伝熱面積（m^2）
A_C	流路面積（m^2）
$\lvert AB \rvert$	フィン長さ（m）
C	未定定数（－）
D_h	水力等価直径（m）
d_f	フィン間隔（m）
F	補正係数（－）
f	圧力損失係数（－）
G	質量流束（kg/m^2s）
h	熱伝達率（W/m^2K）
I_x	半周期長さ（m）
k	熱伝導率（W/mK）
L	熱交換器長さ（m）
l	熱交換器長さ方向座標（m）
Nu	ヌッセルト数（$= hD_h/k$）（－）
P	圧力（Ｐａ）
Pr	プラントル数（－）
ΔP	圧力損失（Ｐａ）
ＰＣＨＥ	Printed Circuit Heat Exchanger
Q	交換熱量（W）
Re	レイノルズ数（$=D_hG/\mu$）（－）
T	温度（K）
ΔT	流体間温度差（K）
Δt	壁厚さ（m）
U	総括熱伝達率（W/m^2K）
v	比体積（m^3/kg）
W	質量流量（kg/h）

ギリシャ語

μ	粘性率（Ｐａ・ｓ）
ρ	流体密度（kg/m^3）
θ	フィン角度（ｄｅｇ）

添字

hot	高温流体側
cold	低温流体側
m	平均